

**Gas-generator engine assembly - keeps gas outlet temp. from expansion unit to min. by controlling gas inlet temp. and pressure**

**Patent number:** DE4241403  
**Publication date:** 1993-07-15  
**Inventor:** WANG LIN-SHU (US)  
**Applicant:** INTERCOOL DEVELOPEMENT LTD (US)  
**Classification:**  
**- international:** *F02B41/10; F02C5/06; F02C6/12; F02G5/02; F02B3/06; F02B75/02; F02B41/00; F02C5/00; F02C6/00; F02G5/00; F02B3/00; F02B75/02; (IPC1-7): F02B33/02; F02B41/10; F02B53/08; F02C5/06; F02G5/00*  
**- european:** F02B41/10; F02C5/06; F02C6/12; F02G5/02  
**Application number:** DE19924241403 19921209  
**Priority number(s):** US19910810728 19911218

**Report a data error here**

**Abstract of DE4241403**

The gas inlet temp. at the expansion unit (14) is the max. permissible for the material of the latter. This temp. and also the gas pressure, are such as to keep the temp. of the gas (32) leaving the unit outlet to the min. when the engine is running. The latter (16) can be four-stroke piston engine with inlet and exhaust ports, the latter ports being connected to the expansion unit inlet. Gas outlet temp. can be kept low by a pressure-charger (18) with charge-air cooling, connected to the engine inlet. The engine exhaust can be divided into high and low-pressure portions, feed respectively to high- and low-pressure stages in the expansion unit. USE/ADVANTAGE - Combines power of gas-turbine with thermal efficiency of diesel engine.

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

**BEST AVAILABLE COPY**



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**  
⑩ **DE 42 41 403 A 1**

⑳ Aktenzeichen: P 42 41 403.2  
㉑ Anmeldetag: 9. 12. 92  
㉒ Offenlegungstag: 15. 7. 93

㉓ Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**F 02 C 5/06**  
F 02 B 41/10  
F 02 G 5/00  
F 02 B 33/02  
F 02 B 53/08  
// F02C 6/20

DE 42 41 403 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1  
18.12.91 US 810728

⑦1 Anmelder:  
Intercool Development, Ltd., Stony Brook, N.Y., US

⑦4 Vertreter:  
Eisenführ, G., Dipl.-Ing.; Speiser, D., Dipl.-Ing.;  
Rabus, W., Dr.-Ing.; Brügge, J., Dipl.-Ing.;  
Klinghardt, J., Dipl.-Ing.; Heun, T., Dipl.-Ing.Univ.,  
2800 Bremen; Schuler, P., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.,  
Pat.-Anwälte, 8000 München

⑦2 Erfinder:  
Wang, Lin-Shu, Stony Brook, N.Y., US

⑤4 Ladeluftgekühlter Gasgenerator/Expansionsmotor

⑤7 Ein Gasgeneratormotor mit verbesserter Kraftstoffwirtschaftlichkeit und Arbeitsleistung besteht aus einem Gasgenerator in Form eines Verbrennungsmotors, der mit einer Expansionseinrichtung in Form einer Gasturbine verbunden ist. Der durch den Verbrennungsmotor erzeugte Ausstoß wird zum Antreiben der Turbine genutzt. Die Auslaßtemperatur wird so gewählt, daß sie auf dem durch die Expansionseinheit annehmbaren Maximum ist, während der Auslaßdruck so gewählt wird, daß der Ausstoß für die Turbine minimiert ist. Der Verbrennungsmotor kann in Form eines Viertakt-Rotationskolbenmotors mit ladeluftgekühlter Aufladung ausgebildet sein, wobei der Verbrennungsmotor sowohl den Auflader antreibt als auch die Eingangsleistung für die Turbine liefert. Der Auslaß für den Verbrennungsmotor kann außerdem in zwei Teile geteilt sein, die mit zwei unterschiedlichen Stufen der Turbine verbunden sind, um die Eigenschaften des Ausstoßes zur Turbine wirksamer anzupassen.

DE 42 41 403 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft einen neuen und verbesserten Motor, in den sowohl von der Gasturbine als auch von Kolbenzylindermotoren bestimmte vorteilhafte Merkmale eingehen.

5 Gebräuchliche Motoren für Kraftfahrzeuge und entsprechende Systeme mit relativ geringer Ausgangsleistung sind Benzin- und Dieselmotoren, beides Ausführungen des Kolben/Zylinder-Motortyps. Obwohl sie auf einen relativ hohen Stand entwickelt wurden, haben solche Motoren verschiedene Nachteile. Sie sind in Bezug auf ihre Ausgangsleistung körperlich relativ groß. Außerdem sind Benzin oder Dieselmotoren benutzende Kolbenmotoren in sich große Verschmutzungseinheiten und weiterhin für — Vielstoffanwendungen nicht gut  
10 geeignet. Diese Nachteile sind die Folgen der kurzen Verbrennungszeit und dem grundsätzlich ungünstigen Verbrennungsraum und Form eines Kolbenmotors.

Mit der Entwicklung und Vervollkommenung von für die Anwendung in Wärmekraftmaschinen angepaßtem keramischem Material wird die Möglichkeit für eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades von Wärmekraftmaschinen erreichbar. Diese Technologie kann jedoch für Kolbenmotoren nicht nutzbringend angewendet werden. Der schon große Ausgangsenergieverlust von Kolbenmotoren wird in einem keramischen Kolbenmotor größer; jede Verringerung der notwendigen Motorkühlung infolge einer höheren Betriebstemperatur führt nur zu einer nominalen Zunahme der Bremsleistung, jedoch mit einer großen Zunahme des Ausgangsenergieverlustes.

Der Gasturbinenmotor wurde lange als attraktiver möglicher Ersatz für den Kraftfahrzeugkolbenmotor betrachtet. Zusätzlich zu anderen Vorteilen ist die Gasturbine kompakt, hat vorteilhafte Verbrennungseigenschaften und kann durch die Anwendung von ständig verbesserten Hochtemperaturmaterialtechnologien, wie z. B. Keramiktechnologien, in der Leistungsfähigkeit sehr verbessert werden. Während der Gasturbinenmotor großen Erfolg in Bezug auf Flugzeugsysteme erreicht hat, wurde er in Bezug auf die Kraftfahrzeugtechnologie nicht erfolgreich verwertet.

25 Für diese Nichteignung bestehen mehrere Gründe. Als erstes erfordert ein Kraftfahrzeugmotor die Möglichkeit, die Ausgangsleistung über einen breiten Lastbereich bereitzustellen. Der Basisgasturbinenmotor hat, wenn auch einen angemessenen thermischen Wirkungsgrad bei Vollast, einen sehr niedrigen thermischen Wirkungsgrad bei Teillast. Die daraus resultierende Gesamtkraftstoffwirtschaftlichkeit bei Anwendung in einem Kraftfahrzeug ist somit schlecht.

30 Aufgrund dieses Problems sind fast alle versuchsweisen Gasturbinenfahrzeugmotoren vom regenerativen Typ, der versucht, die verlorene Ausgangsenergie in einem Regenerator oder Rekuperator zurückzugewinnen. Die Kraftstoffwirtschaftlichkeit solch eines Motors ist gegenüber der einer Basisgasturbine besser und in manchen Fällen mit der eines Kolbenmotors vergleichbar. Die Kompaktheit der Basisgasturbine ist jedoch durch den Regenerator stark beeinträchtigt. Zusätzlich ist der Regenerator teuer und neigt in einigen Ausführungen zu Wartungsproblemen.

35 Eine attraktivere Alternative ist ein ladeluftgeköhlter aufgeladener Gasturbinenmotor, wie er in dem US-Patent 47 00 542 offenbart wurde. Diese Anordnung nutzt die Ladeluftkühlung und die Aufladung, um die Ausgangsenergieverluste unmittelbar zu reduzieren und so die Notwendigkeit für einen Regenerator zu beseitigen. Der Abschnitt für die Ladeluftkühlung gebraucht ein Arbeitsmedium mit niedrigerer Temperatur als der Regenerator und arbeitet mit einem kleineren Ausmaß an Wärmeaustausch. Er ist somit billiger, kleiner und weniger anfällig für Wartungsprobleme als der Regenerator oder Rekuperator. Obwohl die Verwendung eines Ladeluftkühlers das System weniger kompakt macht als die Basisgasturbine, ist es immer noch kompakter als die regenerative Gasturbine.

40 Während der ladeluftgeköhlte aufgeladene Gasturbinenmotor beträchtliche Möglichkeiten zum Ersatz von gegenwärtig benutzten Gasturbinenmotoren hat, lassen andere der Gasturbine eigene Eigenschaften darauf schließen, daß sie für Anwendungen bei geringen Ausgangsleistungen, wie z. B. für Kraftfahrzeuge, weniger geeignet ist. Der Grad der Arbeitsleistung des Verdichters und der Turbineneinheiten des Gasturbinenmotors hängt von der Reynoldsschen Zahl der Einheiten ab. Das bedeutet, je kleiner der Verdichter und die Turbine ist, um so größer ist die Drehzahl, mit der sie betrieben werden müssen. Die Kombination von hoher Drehzahl und den dementsprechend für diese kleinen Einheiten erforderlichen präzisen Fertigungstoleranzen machen sie unter den Beschränkungen der gegenwärtigen Technologie schwierig und teuer in der konstruktiven Gestaltung und Bauart. Andere Nachteile der Gasturbinen, wie das geringe Beschleunigungsvermögen und die kleine spezifische Leistung, sprechen ebenfalls gegen die allgemeine Anwendung in Kraftfahrzeugmotoren.

45 Eine Lösung der Probleme des Verkleinerns von einer Gasturbine ist die Übernahme einer "Verbundmotor"-Anordnung. Es ist anerkannt, daß der Kolbenmotor sehr geeignet ist, um mit relativ kleinem Volumen bei hohen Drücken und Temperaturen umzugehen, während eine Turbine mittels ihres hohen mechanischen Wirkungsgrades und großen Strömungsquerschnitts am besten geeignet ist, um mit großen Volumen bei relativ kleinen Drücken umzugehen. Eine Kombination beider Elemente in einer Reihenanordnung scheint viele der bestehenden Probleme der einzelnen Einheiten zu beseitigen.

50 Von seiten der Turbine wird das Problem der Entwicklung eines Systems beseitigt, das mit kleinem Volumen, hoher Drehzahl und hohen Temperaturen umgeht; ein Kolbenmotor kann die Anforderungen des kleinen Volumens und der hohen Temperaturen leicht handhaben.

55 Von seiten des Kolbens wird der ineffektive Gasaustauschprozeß des Kolbenmotors durch die sehr hohe "Leistungsverstärkung" (oder turboaufladenden) Verdichter abgeschwächt. Außerdem kann der hohe Abgasenergieverlust als ein Ergebnis der in dem Verdrängungsmotor verfügbaren begrenzten Expansion durch die potentiell viel größere Expansion des Arbeitsmediums in der Turbine überwunden werden. Die Wirtschaftlichkeit kommt besonders zum Tragen, wenn der "Verbundmotor" auf einem ladeluftgeköhlten Leistungszyklus basiert, so daß das Arbeitsmedium das größtmögliche Expansionsdruckverhältnis bei maximalem

thermischem Wirkungsgrad erreicht. Bestehende bekannte "Verbundmotor"-Verfahren basieren jedoch nicht auf dem ladeluftgeköhlten Leistungszyklus. Trotz ihrer zwingenden Logik ist keines von ihnen großtechnisch erfolgreich.

Gegenwärtig bestehende "Verbundmotoren" sind im allgemeinen von zwei Arten: der Verbundmotor und der Gasgeneratormotor. Als Beispiel für den Verbundmotor steht das Flugzeugtriebwerk Napier E 145 Nomad, das ein komplexes Getriebe erfordert, um seine schwache Leistung-Drehzahl-Charakteristik zu überwinden. Der Gasgeneratormotor wird als ein anpassungsfähigerer Motor betrachtet. Ein komplexes Getriebe ist nicht erforderlich und die Leistung-Drehzahl-Charakteristik ist ausgezeichnet. Ein typischer Gasgeneratormotor besteht aus einer Verdichtungseinheit, einer Kolbeneinheit zur Verbrennung und Steuerung der Verdichtungseinheit und einer Nutzleistungsturbineinheit. Die Verdichtungs-"Einheit" und die Kolben-"Einheit" können unteilbar sein, wie im Falle des Freikolbenmotors. In solch einem System ist das Expansionsdruckverhältnis des Arbeitsmediums in der Nutzleistungsturbine gleich dem Produkt aus dem Verdichtungsdruckverhältnis in der Verdichtungseinheit und dem Verhältnis des Auslaßdruckes zum Einlaßdruck der Kolbeneinheit  $P_{EX}/P_{IN}$ . Somit ist die maximale Ausgangsleistung des Motors abhängig von durch die Kolbeneinheit erreichten hohen  $P_{EX}/P_{IN}$ -Werten. Indem  $P_{EX}$  sich erhöht, steigt auch  $T_{EX}$  an und dementsprechend der Gastemperaturhöchstwert in der Kolben/Zylinder-Einheit, so daß der thermische Wirkungsgrad des Gasgeneratormotors ebenfalls von  $P_{EX}$  abhängig ist.

Bestehende Gasgeneratormotoren sind entweder in der Freikolbenausführung oder in der auf den Zweitakt-Kolbenmotoren basierenden Ausführung ausgebildet. Für beide Ausführungen muß  $P_{EX}/P_{IN}$  kleiner als Eins sein, weil solche Motoren auf die einströmende Ladung angewiesen sind, um die verbrannte Ladung aus dem Zylinder zu spülen oder zu treiben. Ein  $P_{EX}/P_{IN}$ -Verhältnis über Eins würde die Ableitung der verbrannten Ladung durch den Austrittsschlitz verhindern. Dieses Erfordernis ist eine Beeinträchtigung für die Ausgangsleistung und den thermischen Wirkungsgrad. Insbesondere ist solch ein Gasgeneratormotor weniger leistungsfähig als der Verbundmotor und der turbogeladene Dieselmotor, besonders bei Teillasten, und hat keinen deutlichen Vorteil gegenüber dem Dieselmotor.

Demgemäß ist der Zweck der vorliegenden Erfindung, ein Verfahren zur Betreibung von Gasgeneratormotoren zu schaffen, das den thermischen Wirkungsgrad maximiert und dementsprechend Gasgeneratormotoren in bessere Verbrennungsmotoren zu verwandeln, die in sich die Leistung des Gasturbinenmotors und den thermischen Wirkungsgrad der Dieselskolbenmotoren vereinen. Solche Motoren können die Anforderungen der zukünftigen Antriebsaufgaben erfüllen.

Ein weiterer Zweck der vorliegenden Erfindung ist es, Verfahren zur Betreibung der Kolben/Zylinder-Einheit des Gasgeneratormotors zu schaffen, bei denen der Auslaßdruck der Kolben/Zylinder-Einheit angehoben werden kann, so daß die entsprechende Auslaßtemperatur auf einem den thermischen Wirkungsgrad maximierenden Niveau gehalten werden kann.

Noch ein anderer Zweck der vorliegenden Erfindung ist es, Verfahren bereitzustellen, die das Grundprinzip des ladeluftgeköhlten-aufgeladenen Leistungszyklus auf den Fall der Gasgeneratormotoren anwendet.

Die vorliegende Erfindung, bezeichnet als ein ladeluftgeköhlter Gasgenerator/Expansions-Motor ("IGGEX"), enthält einen mit einer Nutzleistungsturbine oder einer anderen Expansionsmaschine verbundenen ladeluftgeköhlten Gasgenerator. Der ladeluftgeköhlte Gasgenerator formt Kraftstoff und Luft in eine Hochtemperatur- und Hochdruckladung um und kann die Form einer Kolben/Zylinder-Einheit annehmen. Die Nutzleistungsturbine formt die Hochtemperatur- und Hochdruckladung in nutzbare Bremsleistung und eine austretende Niedrigtemperaturladung mit atmosphärischem Druck um. Die zwei Einheiten sind pneumatisch miteinander verbunden. Die Temperatur des Ladungsaustrittes aus der Expansionsmaschine wird durch den Grad der Ladeluftkühlung und der Aufladung gesteuert. Die Höchsttemperatur der Ladung innerhalb der Kolben/Zylinder-Einheit wird durch den Kolben/Zylinder-Auslaßdruck gesteuert, der durch die betriebsbedingte Anpassung des ladeluftgeköhlten Gasgenerators und der Nutzleistungsturbine auf einem hohen Wert gehalten wird. Um zu zeigen, wie die Höchsttemperatur der Ladung durch Anheben des Kolben/Zylinder-Auslaßdruckes erhalten werden kann, werden Ausführungsformen dargestellt.

In einer ersten Ausführungsform der Erfindung treibt ein Viertakt-Kolbenmotor einen ladeluftgeköhlten Verdichter an, wobei sich die ausströmende Ladung des Kolbenmotors durch eine Nutzleistungsturbine, vorzugsweise in zwei Stufen, ausdehnt, um die Arbeitsabgabe zu erzeugen.

In einer zweiten Ausführungsform ist der Viertakt-Kolbenzylinder durch zwei Zweitakt-Kolben/Zylinder ersetzt, von denen einer den Ansaughub und den Kompressionshub ausführt, während der andere den Arbeits- und den Ausstoßhub des Viertaktvorgangs ausführt. Ein Übertragungsventil zwischen dem Kolben/Zylinder-Paar überträgt die Ladung vom ersten Zylinder in den zweiten Zylinder. Dieses ermöglicht es, daß die Erfordernisse des Ansaug- und Kompressionshubes von denen des Arbeits- und Ausstoßhubes getrennt werden, so daß jeder Kolben entsprechend optimiert werden kann.

Als eine Variante zu einem 1:1-Verhältnis zwischen Ansaug/Kompressions- und Arbeits/Ausstoß-Zylindern, können eine Vielzahl von Ansaug/Kompressions-Zylindern durch eine Ausgangssammelleitung miteinander verbunden sein, um die Ladung an eine separate Kammer abzugeben, in der eine kontinuierliche oder kontinuierlich-pulsierende Verbrennung aufrechterhalten wird, bevor sie den Arbeits/Ausstoß-Zylindern zugeführt wird.

Sowohl die Stufe der Absenkung der Temperatur der Ladung beim Austreten aus der Expansionsmaschine als auch die Stufe des Anhebens der Höchsttemperatur der Ladung innerhalb des Kolbens/Zylinders nutzen ein gemeinsames Merkmal in seinen Wirkungen — gleichzeitige Verbesserungen des thermischen Wirkungsgrades und des Ausgangsleistungs/Gewichts-Verhältnisses von IGGEX. Da der thermische Wirkungsgrad vor allem zur Kraftstoffwirtschaftlichkeit beiträgt, aber auch die Arbeitsleistung erhöht, und das Ausgangsleistungs/Gewicht-Verhältnis vor allem zur Arbeitsleistung beiträgt, aber auch die Kraftstoffwirtschaftlichkeit in Antriebsan-

wendungen erhöht, haben deren gleichzeitige Verbesserungen eine vergrößende Wirkung. Von der vorliegenden Erfindung wird somit erwartet, daß sie eine außerordentliche Kraftstoffwirtschaftlichkeit und Arbeitsleistung besitzt.

Ein volleres Verständnis der vorliegenden Erfindung und ihrer wesentlichen Merkmale kann unter Berücksichtigung der nachfolgenden genauen Beschreibung von bevorzugten illustrativen Ausführungsformen in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen erhalten werden.

Fig. 1 ist ein Blockdiagramm der Bestandteile der vorliegenden Erfindung;

Fig. 2A und 2B sind Diagramme des thermischen Wirkungsgrades von IGGEX als eine Funktion des Aufladepertes bei verschiedenen Ladungstemperaturen;

Fig. 3 ist eine Darstellung des Verbindungsteiles zwischen dem Kolben und den Expansionselementen, die eine doppelte Kolbenauslaßventilanordnung zeigt;

Fig. 4 ist eine alternative Auslaßventilanordnung für die Ausführungsform in Fig. 3;

Fig. 5 ist eine Darstellung einer modifizierten Variante der Ausführungsform in Fig. 4, in der ein nahezu stöchiometrisches Kraftstoffgemisch in der Kolbeneinheit verwendet wird;

Fig. 5A ist ein Temperatur-Entropie-Diagramm für die Ausführungsform nach Fig. 5;

Fig. 6 ist eine Darstellung einer erfindungsgemäßen Ausführungsform mit zwei Zylindern, in der die Funktionen eines einzelnen Viertakt-Zylinders zwischen zwei Zylindern geteilt sind;

Fig. 7 ist ein Zeitdiagramm für die Zylinderanordnung aus Fig. 6;

Fig. 8 ist eine erfindungsgemäße Ausführungsform unter Berücksichtigung der kontinuierlichen Verbrennung.

Fig. 1 stellt die verallgemeinerte Anordnung der Bestandteile eines IGGEX-Motors 10 dar. Eine ladeluftgekühlte Gasgeneratoreinheit 12 liefert eine Hochtemperatur- und -druckeingangsleistung für eine Expansionseinheit 14, mit der sie verbunden ist. Die Gasgeneratoreinheit 12 kann vorzugsweise eine Kolbenmotoreinheit 16 enthalten, die durch eine Welle 20 mechanisch mit einem Verdichter oder einer Aufladeeinheit 18 verbunden ist. Der Verdichter 18 kann allgemein bekannte Ladeluftkühler enthalten. Die Ausgangsleistung aus der von der Kolbenmotoreinheit 16 angetriebenen Verdichtereinheit 18 ist ein Strom eines Arbeitsmediums 22 mit einem erhöhten Druck  $P_{IN}$ , der mit dem Kraftstoff 24 zusammengeführt wird und in den Zylindern oder Verbrennungskammern der Kolbenmotoreinheit 16 gezündet wird, um eine Austrittsladung 26 mit einer erhöhten Temperatur  $T_{EX}$  und einem Druck  $P_{EX}$  zu bilden. Diese Ladung wird durch die Expansionseinrichtung 14 geführt, die in der Regel aus einer Nutzleistungsturbine 28 besteht, die eine Ausgangsleistung an der Welle 30 erzeugt. Das Abgas 32 der Turbine 28 wird mit atmosphärischem Druck in die Atmosphäre zurückgeführt.

Wie zuvor dargelegt, wird der Kolbenauslaßdruck in bekannten Kolbenmotoren so ausgewählt, daß er geringfügig kleiner als der Kolbeneinlaßdruck ist. Diese kleine Differenz dient dazu, das verbrannte Gas aus dem Kolbenmotorzylinder zu spülen. Bei der Verwendung des Kolbenmotors als ein Gasgenerator wird die dazupassende Nutzleistungsturbine so ausgewählt, daß ihr Druckverhältnis als Funktion der Durchflußmengencharakteristik einen Einlaßdruck annimmt, der gleich diesem Kolbenausgangsdruck ist.

Der erfindungsgemäße Kolbenmotor ist vorzugsweise als Viertaktmotor ausgebildet, dessen Eigenschaften ausgewählt wurden, um einen optimalen  $P_{EX}$ -Wert zum Antreiben der Nutzleistungsturbine 28 zu erhalten. Eine Nutzleistungsturbine kann so ausgewählt werden, daß ihr Druckverhältnis (Einlaßdruck als Funktion des Auslaßdruckes) als Funktion der Durchflußmengencharakteristik so ist, daß der Einlaßdruck der Turbine, der mit dem Kolbenauslaßdruck übereinstimmt, gleich dem Ladedruck in den Kolbenzylindern vor der Auslaßventilöffnung (EVO) ist und damit der Entspannungsverlust der Kolben/Zylinder-Einheit eliminiert wird. Solch eine Auswahl ist jedoch nicht der vorteilhafteste Auslaßdruck für den besten thermischen Wirkungsgrad. In jedem Fall kann die Wahl des Kolbenauslaßdruckes nicht unabhängig von der Auswahl des Kolbeneingangs- (oder Auflade-)druckes durchgeführt werden. Diese Sache ist nicht offensichtlich und wird im folgenden weiter untersucht.

Betrachten wir zuerst abstrakte Entwürfe des IGGEX bei verschiedenen Aufladeverhältnissen  $R_{SUP}$  (d. h., das Verhältnis des Aufladepertes zum Einlaßdruck (in der Regel atmosphärischer Druck)) mit auf einem konstanten Stand gehaltener Temperatur  $T_{EX}$ . Beginnend mit einer Bauart mit sehr niedrigem  $R_{SUP}$ , ist, um die Temperatur  $T_{EX}$  zu erhalten, beim Betrieb ein bedeutendes Kraftstoff-Luft-Verhältnis erforderlich, auch wenn ein niedriger Bedarf an Aufladeleistung besteht. Das würde zu einem Überschuß an Kolbenleistung über die zum Antreiben des Aufladers hinaus notwendige Leistung führen, es sei denn, der Kolbenrückdruck (der Druck in der Auslaß/Einlaß-Ladeleitung) wurde sehr erhöht — höher als der Ladedruck unmittelbar vor der Auslaßventilöffnung (EVO). Bei sehr niedrigem  $R_{SUP}$  ist zwischen dem Ladedruck unmittelbar vor EVO und  $P_{EX}$  (Turbineingangsdruck) nicht nur keine Entspannung oder Druckabfall, sondern eigentlich ein Rückstrom über das Kolbenauslaßventil. Der Rückstrom ist natürlich eine Form des Ventilströmungsverlustes.

Mit dem allmählichen Ansteigen von  $R_{SUP}$  wird sich der Rückstrom verringern und bei einem spezifischen  $R_{SUP}$ , abhängig von der angenommenen Ladungstemperatur  $T_{EX}$ , wird der Gasgeneratormotor weder einen Rückstrom noch eine Entspannung über das Auslaßventil aufweisen.

Für Bauarten mit größerem  $R_{SUP}$  wird das Leistungsgleichgewicht zwischen der Kolbeneinheit und den Vorverdichtern den Druck  $P_{EX}$  auf einem Niveau erfordern, das die Entspannung über das Auslaßventil bewirkt. Mit größer und größer werdendem  $R_{SUP}$  wird eine größere Entspannung notwendig, um den Kolbenrückdruck zu senken und die größer und größer werdenden Kompressionsleistungsanforderungen zu erfüllen. In Fig. 2A ist ein schematisches Diagramm des thermischen Wirkungsgrades als Funktion von  $R_{SUP}$  für verschiedene ausgewählte  $T_{EX}$ -Werte dargestellt, in dem die Bereiche des Rückstromes bei niedrigem  $R_{SUP}$  und die Bereiche der Entspannung bei hohem  $R_{SUP}$  gekennzeichnet sind.

Jede durchgehende Kennlinie verkörpert eine Darstellung des thermischen Wirkungsgrades als eine Funktion des Kolbens  $P_{IN}$  für eine gegebene  $T_{EX}$  mit Kurven für ansteigende  $T_{EX}$ -Werte, die in der Figur von unten links nach oben rechts  $(T_{EX})_1 < (T_{EX})_2 < (T_{EX})_3$  dargestellt sind. Jede Kurve hat entsprechend dem Grundprinzip des

ladeluftgekühlten-aufgeladenen Leistungszyklus für ein entsprechendes  $P_{IN}$ -Optimum einen Maximalwert für den thermischen Wirkungsgrad, dargestellt durch den unterbrochenen Kreis. Die Stelle der Punkte des Nullströmungsverlustes (weder Rückstrom noch Entspannung) auf den Kurven ist durch die gepunktete Kurve dargestellt. Diese gepunktete Kurve zeigt einen monoton steigenden thermischen Wirkungsgrad im Vergleich zu  $P_{IN}$ . Das ist durch die Tatsache erklärt, daß  $T_{EX}$  nicht konstant ist, aber ansteigend auf der gepunkteten Kurve. Ebenfalls dargestellt ist die charakteristische Verschiebung der Punkte des Nullventilströmungsverlustes auf höhere relative  $P_{IN}$ -Stufen wenn  $T_{EX}$  ansteigt. Mit "höhere relative  $P_{IN}$ " ist gemeint, daß die Nullverlustpunkte bei niedrigen  $T_{EX}$ -Werten niedriger als der Punkt des  $P_{IN}$ -Optimums sind und sich ansteigend näher zum  $P_{IN}$ -Optimum und bei hohen  $T_{EX}$ -Werten schließlich auf die rechte Seite des  $P_{IN}$ -Optimums bewegen. Diese charakteristische Verschiebung kann erwartet werden, wenn das Ansteigen von  $P_{IN}$  bei einem Nullventilströmungsverlust als Funktion von  $T_{EX}$  schneller erfolgt als das Ansteigen des  $P_{IN}$ -Optimums bei dem maximalen thermischen Wirkungsgrad als Funktion von  $T_{EX}$ .

Für den Fall eines "niedrigen"  $T_{EX}$ -Wertes werden die möglichen Auslegungspunkte für einen gegebenen  $P_{IN}$  als gleich dem  $P_{IN}$ -Optimum entsprechend dem ausgewählten  $T_{EX}$ -Wert angesehen. Mit dem Ansteigen des Kolbenauslaßdruckes, und damit der Kolbenauslaßtemperatur, steigt nicht nur die Ausgangsleistung, sondern auch der thermische Wirkungsgrad infolge der Reduzierung des Entspannungsverlustes. Der Auslegungspunkt ist dementsprechend festgelegt, wenn der Kolbenausgangsdruck seinen Optimalwert, an dem Punkt erreicht, an dem die Kolbenauslaßtemperatur gleich  $T_{EX}$  — der Temperaturgrenze des Materials — ist. Der thermische Wirkungsgrad am Auslegungspunkt ist ein absolutes Maximum bei dem durch das Ladeluftkühlen-Aufladen erreichten Ph-Optimum und bei dem durch das Mittel zum Erhöhen des Kolbenauslaßdruckes erreichten optimalen Kolbenauslaßdruck. In diesem Fall schließt der Auslegungspunkt einen Entspannungsverlust und einen Gasaustrittsverlust an der Expansionseinrichtung ein. Dennoch ist der zusammengesetzte Verlust kleiner als jede andere mögliche Kombination des Ladeluftkühler-Aufladedruckes und des Kolbenauslaßdruckes um den Auslegungspunkt herum in Abhängigkeit von der Temperaturgrenze des Materials.

Für den Fall einer "hohen"  $T_{EX}$  werden die möglichen Auslegungspunkte entlang dem konstanten  $P_{IN}$  wiederum als gleich dem  $P_{IN}$ -Optimum angesehen, wie es in Fig. 2B dargelegt ist. Das Ansteigen des thermischen Wirkungsgrades wird als ein Ergebnis der Reduzierung des Entspannungsverlustes durch Erhöhen des Kolbenauslaßdruckes erreicht. Es ist interessant, daß sich das Ansteigen fortsetzt, auch wenn der Entspannungsverlust eliminiert ist und ein Rückstromverlust infolge des weiteren Anstiegs des Kolbenauslaßdruckes auftritt. Der Auslegungspunkt ist wiederum erreicht, wenn der Kolbenauslaßdruck das  $P_{EX}$ -Optimum und die Kolbenauslaßtemperatur die Materialgrenze,  $T_{EX}$ , erreicht. Der Auslegungspunkt beim  $P_{IN}$ -Optimum und  $P_{EX}$ -Optimum stimmt wiederum mit dem maximalen thermischen Wirkungsgrad überein, der durch den kleinsten zusammengesetzten Verlust aus dem Rückstrom und dem Gasausgangsverlust der Expansionseinrichtung (in diesem Fall infolge einer zu niedrigen Temperatur) charakterisiert ist.

Um ständig zu wiederholen, das  $P_{IN}$ -Optimum und das  $P_{EX}$ -Optimum werden gleichzeitig bestimmt. Bis das  $P_{IN}$ -Optimum bekannt ist, kann man das obige Verfahren benutzen, um den  $P_{EX}$ -Wert zu finden, der mit dem Auslegungswert von  $T_{EX}$  bei einem gegebenen  $P_{IN}$  übereinstimmt. Eine Wiederholung des Verfahrens für andere  $P_{IN}$ -Werte folgt, bis der maximale Betriebspunkt des thermischen Wirkungsgrades gefunden ist. An diesem (Auslegungs)-Punkt ist  $P_{IN}$  das  $P_{IN}$ -Optimum und entsprechend  $P_{EX}$  das  $P_{EX}$ -Optimum.

Basierend auf den obigen Überlegungen, ist  $P_{EX}$  und daher der Ladungsdruck während des Ausstoßtaktes auf einem höheren Wert als der  $P_{IN}$ -Wert zu halten. Da der Ansaugprozeß in den Zylinder nicht stattfinden kann bis der Ladedruck innerhalb des Zylinders auf den Einlaßdruck sinkt, kann kein Überlappen der Betätigung des Auslaß- und Einlaßventils oder Abströmen durch das Einlaßventil auftreten. Statt dessen muß das Auslaßventil nahezu am oberen Totpunkt schließen. Um den Kolbendruck zu senken, ohne den  $P_{EX}$ -Wert für die Turbine nachteilig zu beeinflussen, ist jedoch ein zusätzliches Spülauslaßventil vorgesehen, wie es in Fig. 3 dargestellt ist. Dieses Ventil öffnet gleichzeitig mit dem Schließen des Auslaßventils 40 und ist zugänglich für eine Ladeleitung 44, die bei einem Druck, der etwas niedriger als  $P_{IN}$  ist, versorgt wird, und bleibt geöffnet, bis eine ausreichende Spülung bewirkt ist. Damit umfaßt der Ausstoßprozeß die folgenden Schritte:

1. Das Auslaßventil öffnet einige Kurbelgehäusegrade — vor dem unteren Totpunkt.
2. Das Auslaßventil schließt unmittelbar nachdem der Kolben den oberen Totpunkt erreicht.
3. Gleichzeitig mit dem Schließen des Auslaßventils öffnet das zweite Spülauslaßventil.
4. Die Ladungsspülung setzt sich fort, wenn das Einlaßventil bei einem Kurbeldrehwinkel hinter dem oberen Totpunkt öffnet. Wenn die Ladeleitung einen Druck unter  $P_{IN}$  hat, entweicht das Abgas weiter aus dem Zylinder.
5. Das Spülauslaßventil schließt und der Ansaugprozeß beginnt.

Der obige Prozeß, der ein Paar von Auslässen bei verschiedenen Drücken bildet, erfordert demgemäß, daß die Nutzleistungsturbine oder die Expansionseinrichtung als eine Zwei-Stufen-Turbine ausgebildet ist. Die  $P_{EX}$ -Ladung dehnt sich beim Durchströmen der ersten Stufe in einer Zwischenladeleitung von  $P_{EX}$  auf einen Druck etwas unter  $P_{IN}$  aus. Die ausgedehnte Ladung wird beim Einstromen in diese mit der zusätzlichen Ladungsmasse direkt vom Zylinder durch das Spülauslaßventil zusammengeführt. Diese zusammengesetzte Ladung wird dann durch die zweite Stufe der Turbine geführt, in der sie sich weiter von dem Zwischendruck auf den atmosphärischen Druck entspannt.

Wie in Fig. 3 gezeigt, nimmt der mit einem Kolben 36 versehene Zylinder 34 die unter Druck stehende einströmende Ladung 22 mit einem Druck  $P_{IN}$  durch das Einlaßventil 38 in konventioneller Weise auf. Die unter Hochdruck stehende und hohe Temperatur aufweisende austretende Ladung 26 wird bei  $P_{EX}$ ,  $T_{EX}$  durch das erste Auslaßventil 40, das während des Ausstoßtaktes öffnet und offenbleibt, bis der Kolben 36 den oberen

Totpunkt erreicht, ausgestoßen. Die austretende Ladung 26 dehnt sich durch den ersten Turbinenabschnitt 42 aus und tritt in eine Zwischenladeleitung 44 zwischen den zwei Stufen 42 und 46 der Turbine 28 aus. Die Zwischenladeleitung 44 ist ausgelegt, um bei einem Druck etwas unterhalb von  $P_{IN}$  zu arbeiten, der natürlich unterhalb von  $P_{EX}$  liegt, und hat demgemäß einen Arbeitsdruck unter dem von  $P_{EX}$ . Am oberen Totpunkt schließt das Auslaßventil und das zweite Spülauslaßventil 48 öffnet. Das Spülauslaßventil 48 führt die restliche austretende Ladung in die Zwischenladeleitung 44, wo es mit der austretenden Ladung des ersten Abschnittes 42 der Turbine 28 zusammengeführt wird. Die Zwischenladeleitung 44 dient als Einlaß für die zweite Turbinenstufe 46, in der zusätzliche mechanische Arbeit von der austretenden Ladung gewonnen wird, die die zweite Stufe als 37 mit atmosphärischem Druck verläßt.

In Fig. 3 ist das Spülauslaßventil 48 als ein "Ablaß"-Ventil dargestellt, das in seiner Arbeitsweise gleich den konventionellen Einlaß- und Auslaßventilen 38, 40 des Zylinders ist. Solch eine Ausbildung erfordert relativ komplizierte Verbindungen am Zylinderkopf und kann beträchtliche Änderungen der herkömmlichen Zylinderkopfbauarten erfordern, um das Anordnen eines zusätzlichen Ventils körperlich zu ermöglichen.

Folglich ist in Fig. 4 eine Alternative zu der Bauart als Ablaßventil vorgestellt. Wie darin gezeigt ist, arbeitet ein Drehschieber oder eine andere Art von Ventil 50, das vom Zylinder 34 versetzt angeordnet sein kann, zusammen mit einem herkömmlichen Auslaßventil 40 und ist zeitgesteuert, um die ausströmende Ladung entweder in die erste Stufe 42 der Turbine 28 oder in die einen niedrigeren Druck aufweisende Zwischenladeleitung 44 zu leiten. Durch eine vom Kolben und vom Zylinder entfernte Anordnung des Ventils 50 wird die beträchtliche Umgestaltung des Zylinderkopfes vermieden. Statt dessen muß nur die Gesamtöffnungszeit für das Auslaßventil 40 modifiziert werden, um die Zeit zu umfassen, die gebraucht wird, um beide Teile der ausströmenden Ladung zu transportieren.

Wenn das Aufladedruckverhältnis ( $P_{IN}/P_{atm}$ ) sehr hoch ist, muß der Kompressionsgrad des Kolbenmotors niedrig gehalten werden, auferlegt vor allem durch die Maximaldruckbegrenzung des Zylinderblockes. Ein niedriger Kompressionsgrad, verbunden mit der Verwendung einer Ladungszwischenkühlung im Auflader, führt zu einer niedrigen Ladungstemperatur am Ende des Kompressionstaktes. Dieses schließt demnach die Anwendung der Kompressionszündungsverbrennung aus. In Abhängigkeit von der maximal zulässigen Auslaßtemperatur entsprechend der projektierten Einlaßtemperatur für die Turbine, kann das maximale Kraftstoff-Luft-Verhältnis auf Werte unterhalb der stöchiometrischen begrenzt werden. Folglich werden mit mageren Gemischen fahrende Verbrennungsmotoren mit Fremdzündung, wie z. B. ein Schichtladungsverbrennungsmotor oder ein Mehrkanaleinspritzmotor, die zu einer sparsameren Verbrennung als die allgemein bekannten fähig sind, bevorzugt für die Aufnahme als Kolbenmotoreinheit des IGEX ausgewählt.

Motoren mit Fremdzündung, die mit nahezu stöchiometrischen Gemischen fahren, können jedoch für die Anwendung in der Kolbeneinheit für IGEX mit der folgenden Modifikation aufgenommen werden. Solche Kolbenmotoren müssen mit "übergroßen" Vorverdichtern verbunden sein. Diese notwendige Änderung ist in den Fig. 5 und 5A beschrieben, in denen ein Mehrstufenverdichter mit Zwischenstufenkühlung als Auflader verwendet wird.

Die als Mehrstufeneinheit ausgebildete Verdichtereinheit 18 besitzt Verdichter 104, 106, mit anschließendem Wärmetauscher 108 bzw. Kühler 110.

"Überschuß"-Luft vom letzten (zweiten) Vorverdichter 106 im Zustand A umgeht den Ladeluftkühler 110 der letzten Stufe und die Kolbeneinheit 16 und tritt statt dessen in eine das Kolbenabgasrohr umgebende Wärmetauschereinheit 112 ein. Als ein Ergebnis des Wärmeaustausches ist die umgeleitete Luft von A auf B aufgeheizt und der Kolbenaustritt von C auf D und dann während des Entspannens von C auf E abgekühlt. Der Kolbenaustritt wird noch zu dem ersten Einlaß der ersten Expansionseinrichtung 42 der Turbine 28 und nach der teilweisen Kühlung und weiteren Entspannung zu der einen niedrigeren Druck aufweisenden Zwischenladeleitung 44 geführt. Die erste Expansion ist durch die Strecke D—F dargestellt. Die erwärmte umgeleitete Luft im Zustand B und die die erste Stufe der Turbine verlassende Ladung im Zustand F verbinden sich mit dem Kolbenspülabgas im Zustand E in der Zwischenladeleitung 44, um ein Gemisch im Zustand G zu bilden. Zusätzliche mechanische Arbeit wird von der Expansion des Gemisches von G auf H in der zweiten Stufe 46 der Turbine gewonnen. Die Temperaturgrenze des Turbinenmaterials setzt die Grenze für die Gastemperatur im Zustand D. In dieser Ausführung kann die Kolbenaustrittstemperatur bei C höher als die Temperaturgrenze des Turbinenmaterials sein, da der Kolbenaustritt zuerst genutzt wird, um die umgeleitete Luft aufzuheizen, bevor sie bei D in Kontakt mit der Turbine kommt.

Eine alternative Methode zum Erhöhen von  $P_{EX}$  auf ein höheres Niveau als  $P_{IN}$  mit minimalem Rückstrom über das Einlaßventil ist, den Viertakt-Kolben/Zylinder in zwei Zweitakt-Kolben/Zylinder zu teilen, einen für Ansaugen und Verdichten und den anderen für Leistung und Ausstoß. Der Ansaug/Kompressions-Kolben/Zylinder kann mit einem sehr hohen "Kompressionsgrad" versehen sein, um so den Rückstrom über das Einlaßventil auf einem unbedeutenden Stand zu halten. Zusätzlich hat die getrennte Kolben/Zylinder-Ausführung andere potentielle Vorteile.

Wie oben dargelegt wurde, kann der erfindungsgemäße Viertakt-Kolbenmotor nicht sowohl Strömungsverluste über das Auslaßventil als auch Verluste infolge einer Auslaßtemperatur über oder unter dem Optimum vermeiden. Solche Verluste können nur minimiert werden. Im allgemeinen ist der Expansionstakt für die Zylinder zu kurz, wenn die Kolbenauslaßtemperatur niedriger als ein festgesetzter ausschließlicher Wert ist. Demzufolge ist ein niedrigerer Rückdruck mit begleitender Entspannung erforderlich, um eine ausreichende Leistung bei einem optimalen Einlaßdruck zu erzeugen. Die Temperatur des entsprechenden Nutzleistungsturbinenauslasses wird etwas höher als das Optimum sein. Wenn die Kolbenauslaßtemperatur höher als der optimale Wert ist, ist der Expansionstakt zu lang und die Turbinenauslaßtemperatur wird zu niedrig sein.

In Erwartung der Verfügbarkeit von immer höheren Auslaßtemperaturen infolge von Fortschritten in der Materialtechnologie kann die Korrektur eines übermäßigen Expansionstaktes und Hubvolumens, die in einem



Viertakt-Hubkolbenmotor unvermeidlich sind, ohne weiteres alternativ in einer getrennten Kolben/Zylinder-Ausführung erfüllt werden, da jeder Zylinder optimiert werden kann, um die zwei Takte auszuführen, die er zu erfüllen hat. Wie in Fig. 6 dargestellt ist, sind die Zylinder 52 und 54 durch einen Übertragungskanal 56 verbunden. Ihre entsprechenden Kolben 58 und 60 sind mit einer gemeinsamen Kurbelwelle 62 verbunden. Der erste Kolben 58 in dem sogenannten kalten Kolbenzylinder 52 führt den Ansaug- und Kompressionstakt aus, wobei er die Ansaugluft über das Einlaßventil 64 erhält, während der zweite Kolben 60 in dem heißen Kolbenzylinder 54 den Arbeits- und Ausstoßtakt ausführt, wobei die Ladung bei  $P_{EX}$ ,  $T_{EX}$  durch das Auslaßventil 66 ausgestoßen wird. Der heiße Kolben wird entlang einem Winkel  $\Theta_a$  verschoben.

Das Übertragungsventil 68, das zwischen den Kolbenpaaren arbeitet und den Durchfluß zwischen den Zylindern durch den Kanal 56 steuert, öffnet annähernd am oberen Totpunkt des Kolbenweges des heißen Kolbens 60, was dem Winkel  $\Theta_a$  vor dem oberen Totpunkt für den kalten Kolben 58 entspricht. Das Übertragungsventil 68 schließt ungefähr am oberen Totpunkt des kalten Kolbens 58, übereinstimmend mit dem  $\Theta_a$ -Vorschub hinter dem oberen Totpunkt des heißen Kolbens 60. Die verdichtete Ladung wird aus dem kalten Zylinder 52 ausgestoßen und während dieser Periode in den heißen Zylinder 54 hineingelassen. Die Verbrennung wird im heißen Zylinder bei einem ausgewählten Kurbeldrehwinkel vor dem Schließen des Übertragungsventils durch eine Zündkerze 70 nach dem Zuführen von Kraftstoff durch die Einspritzdüse 72 eingeleitet. Das Volumen des Übertragungskanales 56 wird so klein wie möglich gehalten, um einen ausreichend hohen "Kompressionsgrad" in der Verbundeinheit des heißen Zylinders und dem Übertragungskanal zu erhalten. Die Verbrennung wird somit auf der Basis eines "Stoßes" unter einer nahezu konstanten Mengenbeschaffenheit ausgeführt.

Mit der Trennung des Kolbenzylinders in zwei separate Kolben ist es möglich, einen Turbolader-Gasgenerator als auch einen mechanisch aufgeladenen Gasgenerator anzuwenden.

Fig. 7 zeigt die Ventilzeitsteuerung für eine turbogeladene getrennte Zylinderausführung. Wie darin gezeigt ist, kennzeichnet IVO die Einlaßventilöffnung; IVC — die Einlaßventilschließung; EVO — die Auslaßventilöffnung; EVC — die Auslaßventilschließung; TVO — die Übertragungsventilöffnung; TVC — die Übertragungsventilschließung; IGN — den Zündungsbeginn. Die für die Zylinderparameter und Zeitsteuerung charakteristischen Werte bezogen auf den Kurbeldrehwinkel des heißen Kolbens sind folgende:

Bohrung des kalten Zylinders	0,16 m	
Bohrung des heißen Zylinders	0,12 m	
Hub des kalten Zylinders	0,12 m	30
Hub des heißen Zylinders	0,12 m	
Länge der Pleuelstange der Zylinder	0,22 m	
"Kompressionsgrad" (Verhältnis des Volumens bei BDC zum Volumen bei TDC) des kalten Zylinders	25	35
"Kompressionsgrad" des heißen Zylinders/Übertragungskanals	13	
Kurbeldrehwinkelverschiebung des heißen gegenüber dem kalten Zylinder $\Theta_a$	50°	40

$\Theta$  von IVO = 52° (2 Grad ATDC des kalten Zylinders)

$\Theta$  von IVC = 245° (15 Grad ABDC des kalten Zylinders)

$\Theta$  von TVO = 0° (50 Grad BTDC des kalten Zylinders und bei TDC des warmen Zylinders)

$\Theta$  von TVC = 53° (3 Grad ATDC des kalten Zylinders und 53 Grad ATDC des warmen Zylinders)

$\Theta$  von EVO = 140° (40 Grad BBDC des heißen Zylinders)

$\Theta$  von EVC = 4° (4 Grad ATDC des heißen Zylinders)

$\Theta$  von INJ = 47°

$\Theta$  von IGN = 49°

Für eine gegebene Ausführung, bei der die Auslaßtemperatur mit der Materialtemperaturgrenze übereinstimmt, gibt es ein optimales Volumen oder Bohrungsverhältnis zwischen den Zylindern. Solch eine Bestimmung kann auf einer experimentellen Grundlage durch die Entwicklung einer Reihe von Isothermen  $P_{IN}$  als Funktion von  $P_{EX}/P_{IN}$  für ein spezifisches Volumenverhältnis durchgeführt werden. Auf der Kurve liegt übereinstimmend mit der erwünschten  $T_{EX}$  das Optimum  $P_{IN}$ . Außerdem werden dann Isothermen für eine gegebene Auslaßtemperatur für Ausführungen mit verschiedenen Volumenverhältnissen entwickelt. Stellt man die Reihen der Isothermen gemeinsam dar, stimmt die am höchsten gelegene Kurve mit dem optimalen Volumenverhältnis überein.

Genauer gesagt, das auf die obige Art und Weise ermittelte optimale Volumenverhältnis stimmt mit dem maximalen Leistungsausgang überein; es kann nicht genau mit dem maximalen thermischen Wirkungsgrad übereinstimmen, da die Maschinenblockkühlung der verschiedenen Vergaser etwas unterschiedlich sein kann. In der Praxis kann es jedoch akzeptiert werden, daß das optimale Volumenverhältnis mit der maximalen Leistung übereinstimmt und das optimale Volumenverhältnis mit dem maximalen thermischen Wirkungsgrad ausreichend übereinstimmt, da keine echte Differenz zur Auswahl des einen oder anderen führen wird.

Die zuvor dargestellte Ausführung sowohl des einzelnen als auch des getrennten Zylinders nutzen die Verbrennung in einem "stoßweisen"-Prozeß, weniger in einem kontinuierlichen Prozeß.

Der stoßweise Charakter des Verbrennungsprozesses der herkömmlichen Kolbenmotoren ist sowohl der Hauptgrund für ihren wirtschaftlichen Erfolg als auch der Grund für die ihnen innewohnenden Begrenzungen in



der Reduzierung der durch sie erzeugten Schadstoffe.

Statt, wie zuvor beschrieben, die Ladung direkt vom kalten in den heißen Zylinder zu überführen, kann eine Modifikation zur Anwendung kommen, die eine Vielzahl von kalten Zylindern enthält, die durch eine Sammelleitung miteinander verbunden sind, um die Ladung in eine separate Verbrennungskammer zu führen, in der eine kontinuierliche oder kontinuierlich-pulsierende Verbrennung aufrechterhalten wird. Diese Art des Verbrennungsprozesses wurde in dem ursprünglichen Brayton-Zyklus übernommen. Solch ein Verbrennungsprozeß, der seit über 100 Jahren bekannt ist, verlor schnell an Popularität zugunsten des Otto-Viertakt-Verbrennungsmotors wegen der Möglichkeit des Erreichens höherer Kompressionsgrade und der Reduzierung der Pump- und Reibungsverluste in der letztgenannten Anordnung. Mit der Anwendung eines hohen Aufladedruckes in der vorliegenden Erfindung, ist ein hoher (tatsächlicher) Kompressionsgrad in dem Ansaugverdichtungszyylinder nicht länger notwendig. Außerdem neigt der hohe Einlaßdruck dazu, die Pump- und Reibungsverluste zu vermindern. In Verbindung mit IGEX und seinen verminderten Nachteilen, kann die kontinuierliche Verbrennung eine sauberere Verbrennung erreichen als eine intermittierende Verbrennung in einem stoßweisen Prozeß.

Weiterhin ist ein sanfterer Lauf des Motors mit vorteilhafter Vielkraftstofftauglichkeit und reduzierter Wartung möglich.

Solch eine kontinuierliche Verbrennung in der Form eines "Wankel"- oder Rotationskolbenmotors, die Drehkolben oder Rotoren verwenden, sind besonders von Interesse. Dies ist in Fig. 8 dargestellt. Wie darin gezeigt ist, kann eine Ansaug-Verdichterrothereinheit 74 ein erstes Rotorpaar 76, 78 innerhalb einer Ummantelung 80 umfassen, benannt als kaltes Rotorgehäuse. Wie allgemein bekannt ist, erlaubt die Form des Rotors eine Vielzahl von Kammern oder Zwischenräumen, in der Regel 3 an der Anzahl, die mit der Drehung des Rotors das Volumen verändern. Die Winkelstellungen der beiden Rotoren sind gegeneinander versetzt, so daß die daraus ausströmenden verdichteten Ladungen räumlich voneinander getrennt sind, um eine beständigere und ununterbrochen verbundene austretende Ladung zu liefern. Eine aufgeladene Eingangsladung wird durch die Einlaßöffnung 82 in die Rotorkammern eingeleitet, die verdichteten austretenden Ladungen werden durch Auslaßrückschlagklappenventile 86 zu einem Verteiler 84 geführt und in ihm gesammelt. Der Verteiler 84 versorgt die Verbrennungskammer 88, in die ebenfalls Kraftstoff eingespritzt wird. Die Verbrennungsprodukte werden über Ventile 98 zu der Expansions-Ausstoß-Rotoreinheit 90 übertragen, die Rotoren 92, 94 in der Ummantelung 96 besitzt, die wiederum in Bezug aufeinander winkelförmig versetzt angeordnet sind, um eine kontinuierlicher nutzbare Verbrennungskammer für den Verbrennungsausstoß zu schaffen. Durch die Expansion in den durch die Rotoren gebildeten Kammern in der Ummantelung werden die Rotoren, die durch die Welle 100 mit den Ansaugrotoren 76, 78 und dem Vorverdichter verbunden sind, angetrieben, um den Verdichter und die Kompressionsrotoren zu betreiben, wobei der  $P_{EX}/T_{EX}$ -Auslaß durch Auslaßschlitze 102 zu der Turbinen-Expansions-Einheit geführt wird.

#### Patentansprüche

1. Verbesserter Gasgeneratormotor, bestehend aus einer Expansionseinrichtung (14) mit einer Hochdruckeinlaßöffnung und einer Niederdruckauslaßöffnung, mit einem mit der Einlaßöffnung verbundenen Mittel zum Erzeugen einer Gaszufuhr mit solchen Druck- und Temperatureigenschaften ( $P_{EX}$ ;  $T_{EX}$ ), daß die Temperatur die maximal durch das Material der Expansionseinrichtung (14) erlaubte ist und der Druck so ausgewählt wird, daß die Temperatur des die Auslaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) verlassenden Abgase (32) während des Betriebes des Motors minimiert ist.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zum Erzeugen der Gaszufuhr aus einer Viertakt-Kolbenmotoreinheit (16) besteht, die Einlaß- und Auslaßöffnungen besitzt und deren Auslaßöffnung mit der Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) verbunden ist.

3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zum Erzeugen der Gaszufuhr zusätzlich aus einem Mittel zum Minimieren der Abgastemperatur des Auslasses der Expansionseinrichtung besteht, das mit der Einlaßöffnung der Kolbenmotoreinheit (16) verbunden ist.

4. Vorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zum Minimieren der Abgastemperatur des Auslasses der Expansionseinrichtung (14) ein ladeluftgekühlter Auflader (18) ist.

5. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Gaserzeugungsmittel zusätzlich aus einem Mittel zum Teilen des Abgases der Kolbenmotoreinheit (16) in Hoch- und Niederdruckanteile besteht und die Expansionseinrichtung (14) entsprechende Hoch- und Niederdruckstufen (42; 46) besitzt, wobei die Hochdruckstufe (42) mit der Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) verbunden ist und die Niederdruckstufe und der Auslaß der Hochdruckstufe (42) mit einer zweiten Einlaßöffnung verbunden und die Hoch- und Niederdruckabgasanteile zu der Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) bzw. der zweiten Einlaßöffnung geführt sind.

6. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zum Teilen des Abgases in Hoch- und Niederdruckanteile aus einem Kolbenzylinder (34) besteht, der ein erstes Auslaßventilmittel (40) besitzt, das angepaßt ist, um während eines vor dem unteren Totpunkt beginnenden und am oberen Totpunkt endenden Zeitintervalls wirksam zu sein, wobei während dieses Zeitraumes der Hochdruckabgasanteil definiert ist, und ein zweites Auslaßventilmittel besitzt, das angepaßt ist, um während eines zweiten, am oberen Totpunkt beginnenden und kurz danach endenden, Zeitintervalls wirksam zu sein, wobei während dieses Zeitraumes der Niederdruckabgasanteil definiert ist, und das erste Auslaßventilmittel (40) mit der Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) und das zweite Ventilmittel mit der zweiten Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) verbunden ist.

7. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und zweite Auslaßventilmittel (40 bzw. 48) in der Wand des Zylinders (34) angeordnet ist.

8. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das erste und zweite Auslaßventilmittel (40 bzw. 48) aus einem Ventil (50) besteht, das in einer Abgassammelleitung für die Kolbenmotoreinheit (16) angeordnet und angepaßt ist, um alternativ an die Einlaßöffnung der Expansionseinrichtung (14) und die zweite Einlaßöffnung anzuschließen, wobei die Abgassammelleitung mit dem Zylinder (34) durch ein Hauptauslaßventil (40) verbunden wird.

5

9. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Viertakt-Kolbenmotoreinheit (16) ein fremdgezündeter, homogener Lademotor ist.

10. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittel zum Minimieren der Abgastemperatur des Auslasses der Expansionseinrichtung (14) ein ladeluftgekühlter Auflader (18) ist, der einen ersten Auslaß zum Liefern eines verdichteten Gasausstoßes mit einer ersten Temperatur und einen zweiten Auslaß zum Liefern eines verdichteten Gasausstoßes mit einer zweiten, höheren Temperatur besitzt, wobei der zweite Auslaß in einer Wärmeaustauschbeziehung mit den Abgasleitungen verbunden ist, wodurch der verdichtete, die zweite Temperatur aufweisende Gasausstoß erwärmt und das Gas in der Abgasleitung abgekühlt wird, und der zweite Auslaß an der zweiten Einlaßöffnung endet.

10

11. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Viertakt-Kolbenmotoreinheit (16) aus in Reihe verbundenen kalten und heißen Kolbeneinheiten (58; 60) besteht.

15

12. Vorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Motoreinheit (16) zusätzlich aus einer Verbrennungskammer besteht, die getrennt von den kalten und heißen Kolben (58; 60) ist, der Leistungsausgang des heißen Kolbens (60) zum Antreiben des kalten Kolbens (58) verbunden wird und einen Auflader (18) zum Erzeugen einer Ladungseinganges für die Motoreinheit (16).

20

13. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Viertakt-Kolbenmotoreinheit (16) ein Rotationskolbenmotor ist.

Hierzu 8 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

FIG 1

10

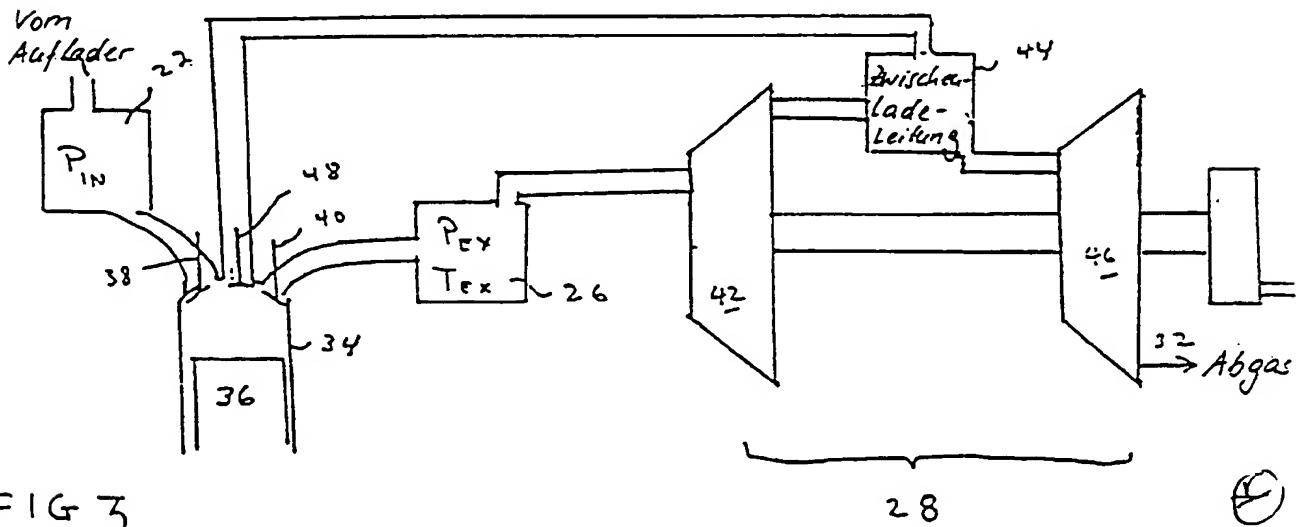
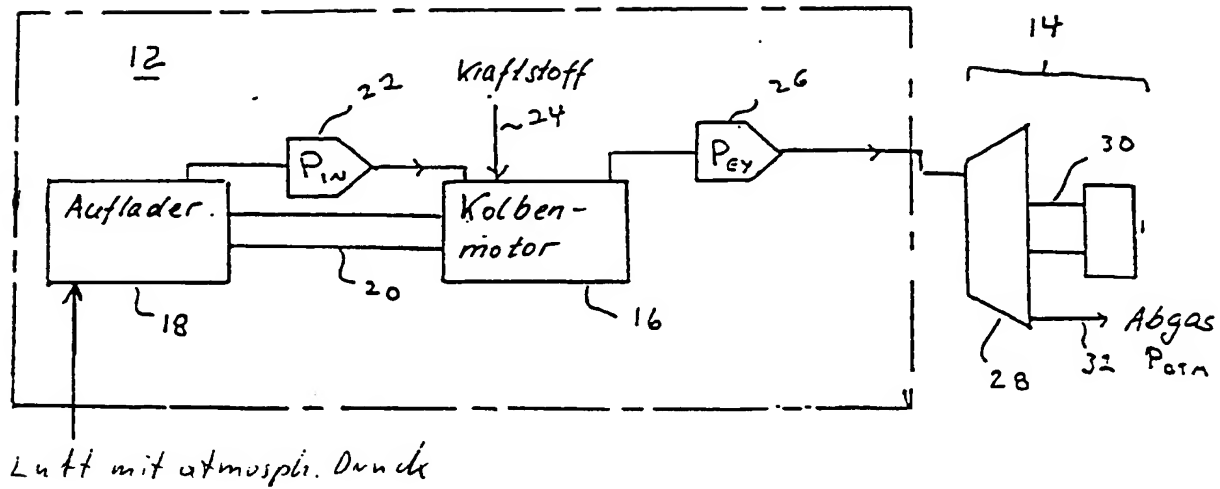
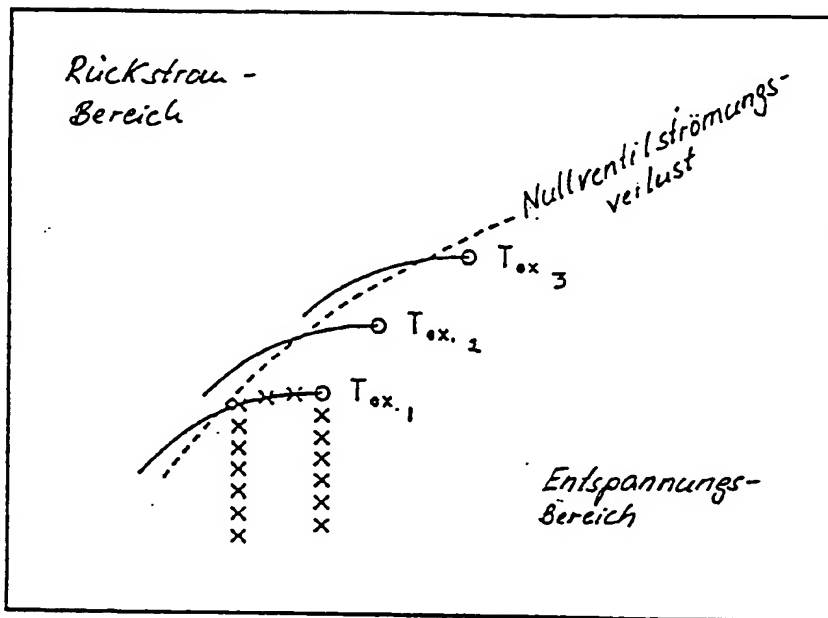


FIG 3

FIG 2A

Thermischer Wirkungsgrad,  $\eta_{th}$

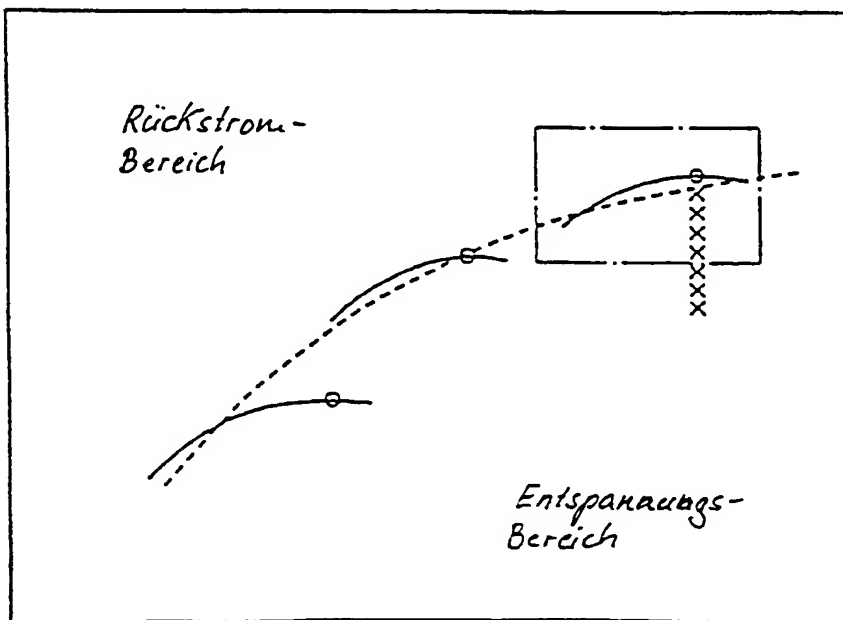


Aufladedruckverhältnis,  $R_{sup}$

„niedrige“  $T_{ex}$ -Werte

FIG 2B

Thermischer Wirkungsgrad,  $\eta_{th}$



Aufladedruckverhältnis,  $R_{sup}$

„hohe“  $T_{ex}$ -Werte

FIG 4

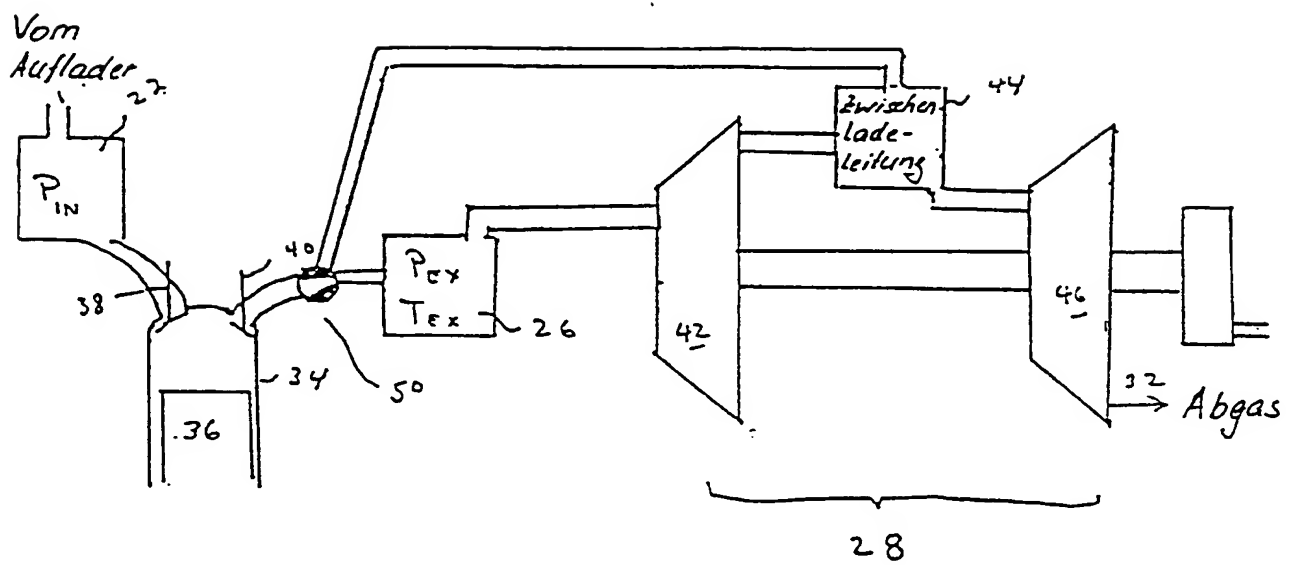


FIG 5

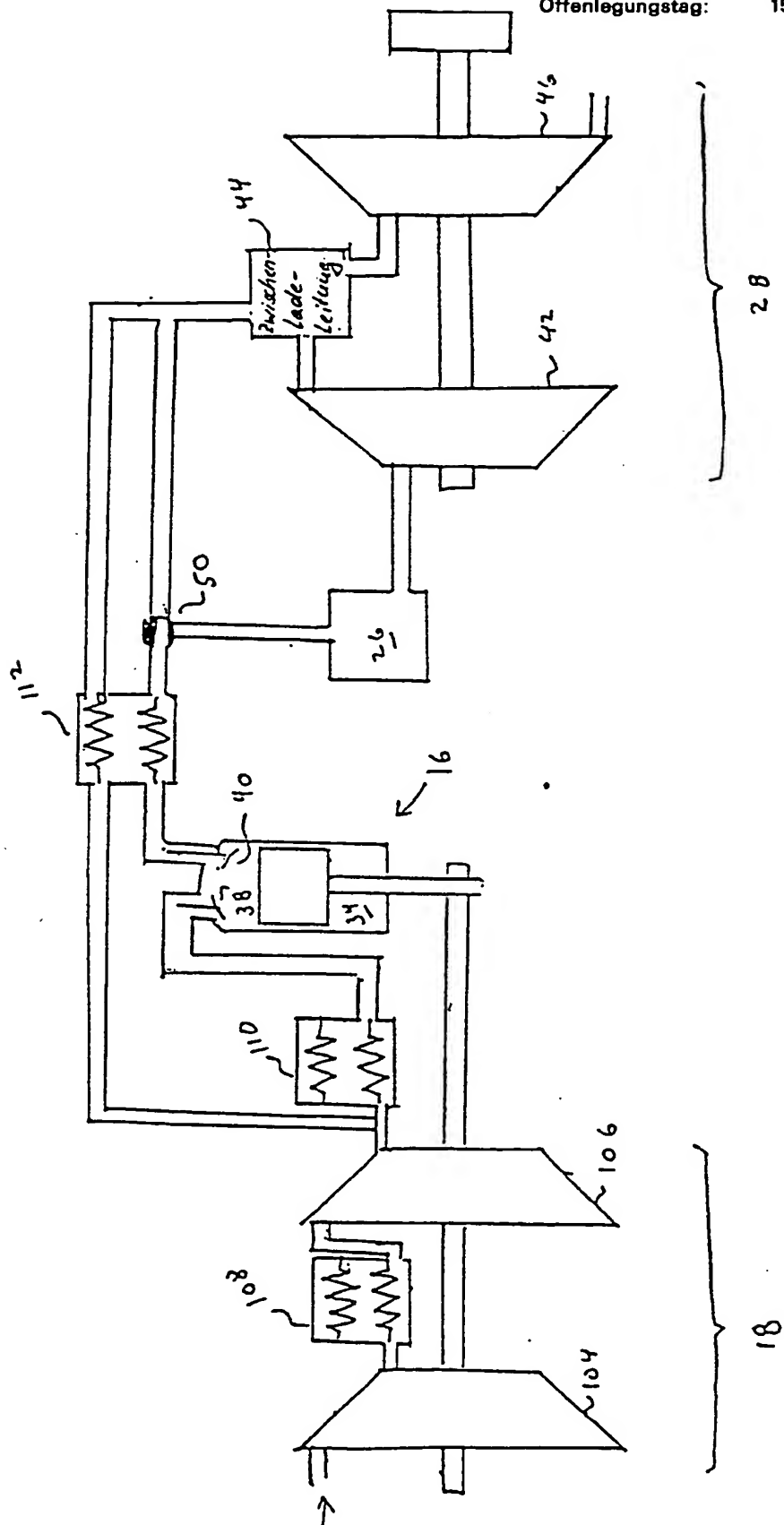




FIG 5A

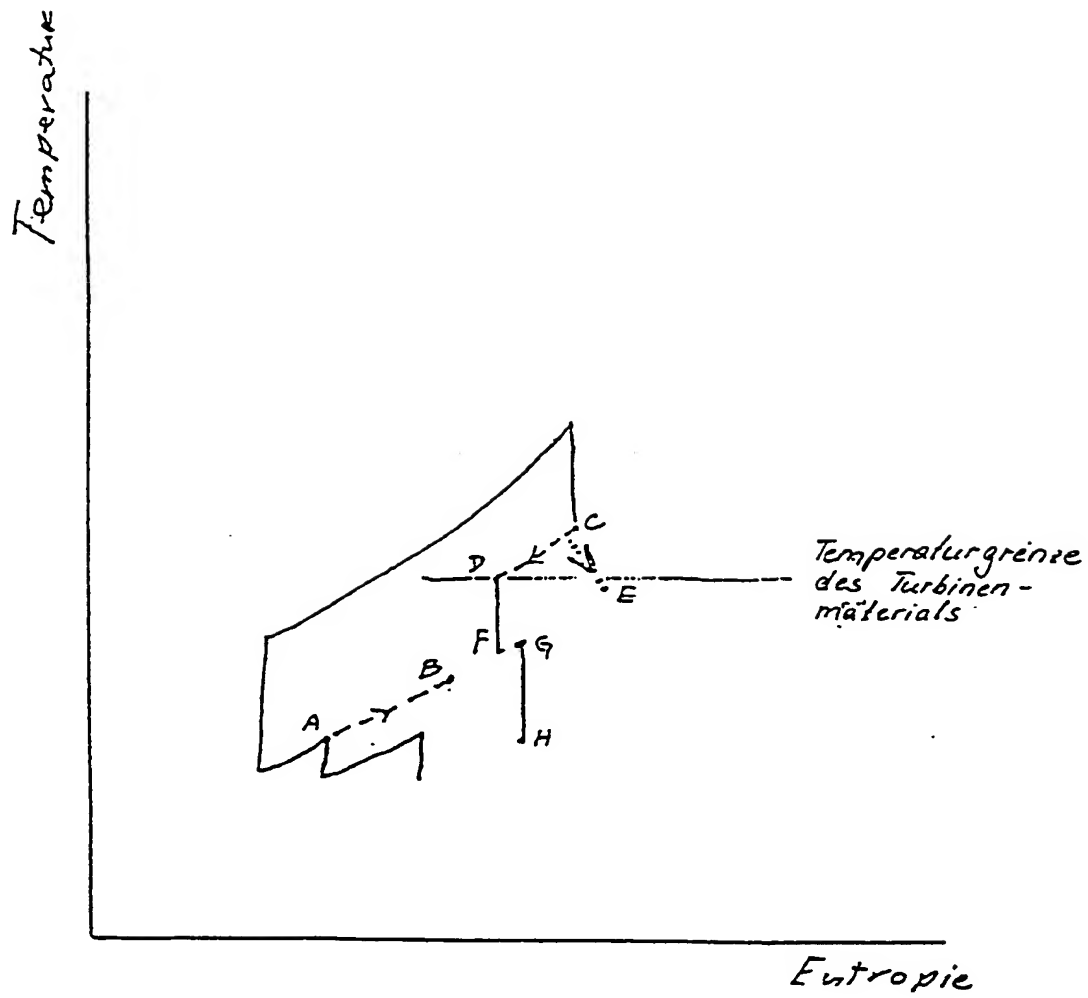
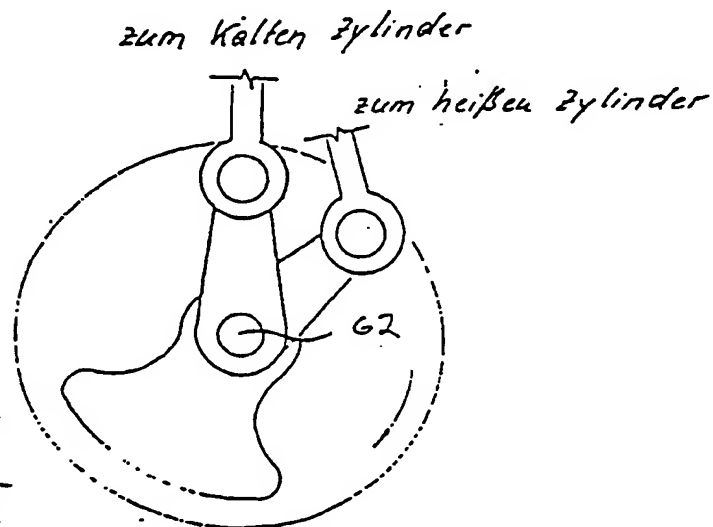
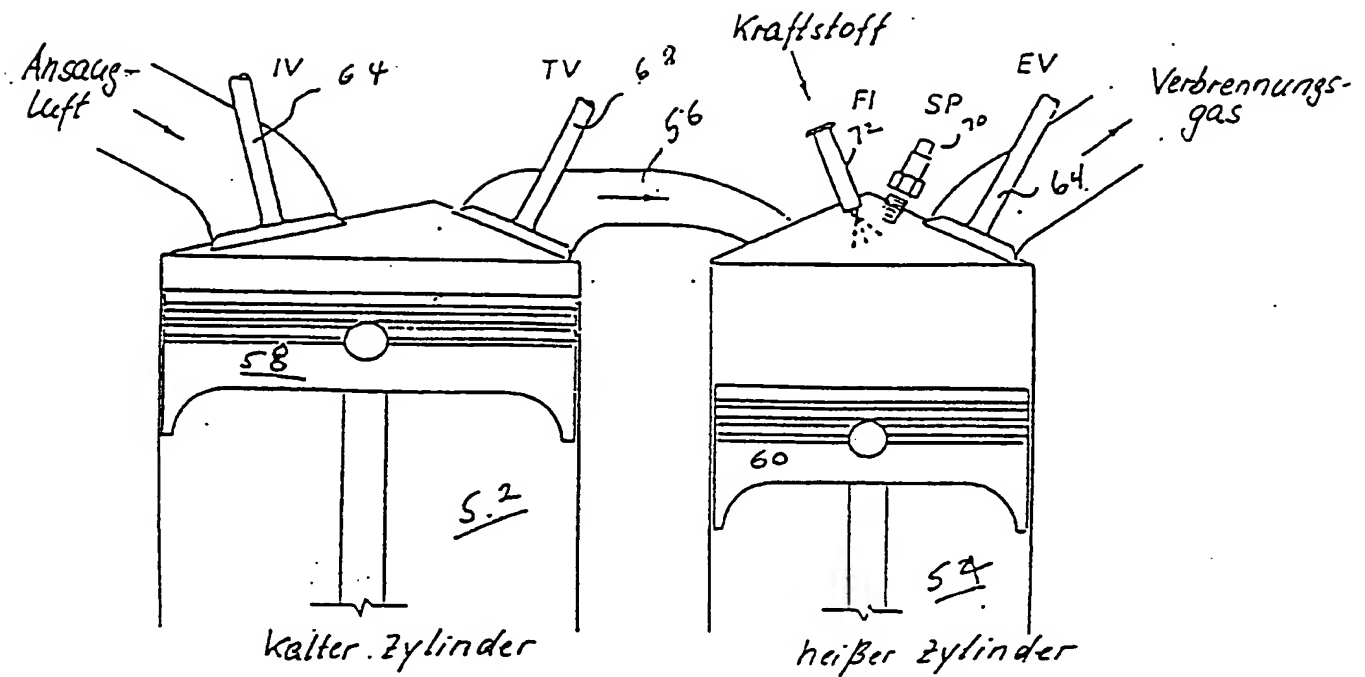


FIG. 6



- IV = Einlaßventil
- TV = Übertragungsventil
- EV = Auslaßventil
- FI = Kraftstoffinjektor
- SP = Zündkerze

FIG. 7

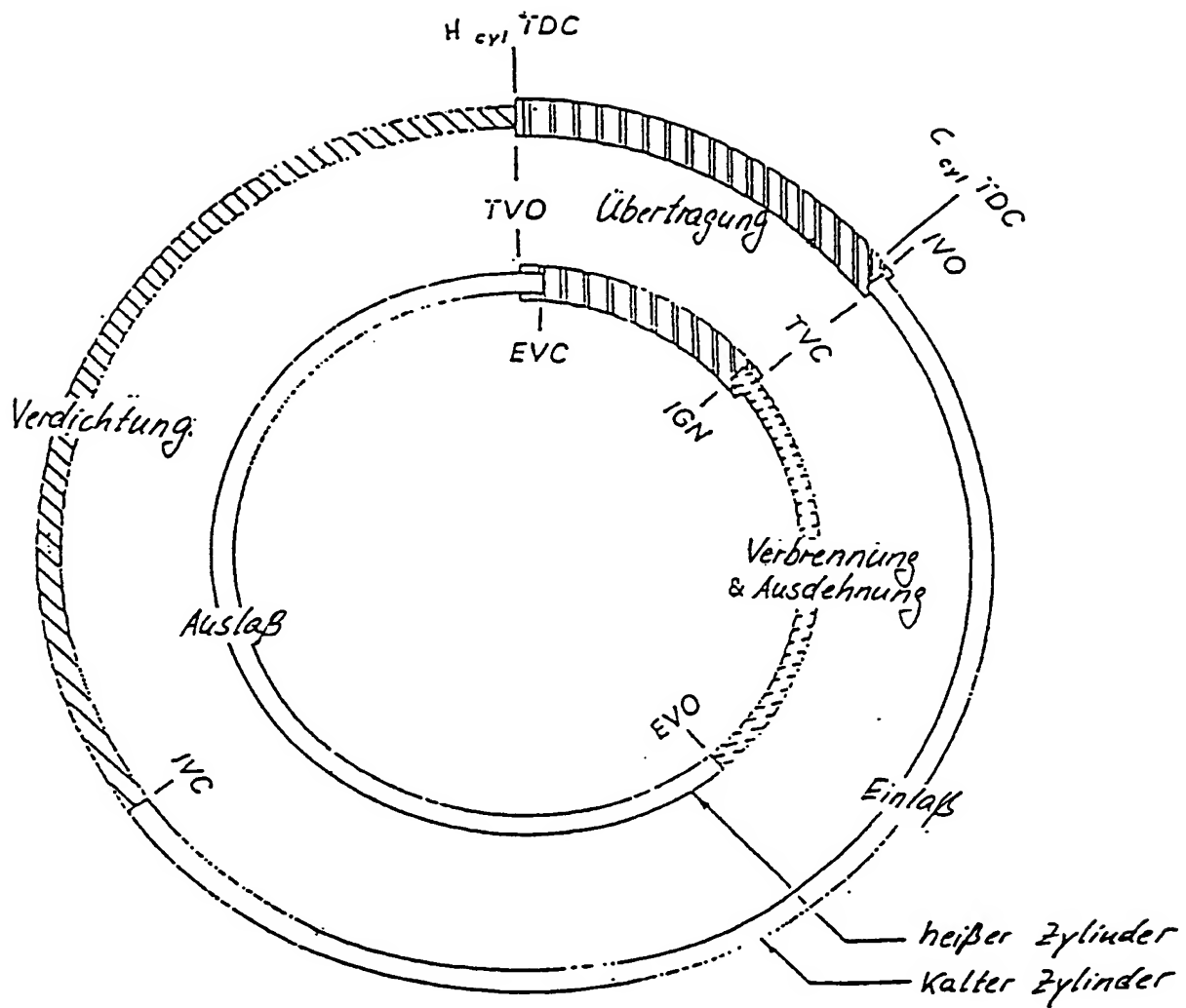
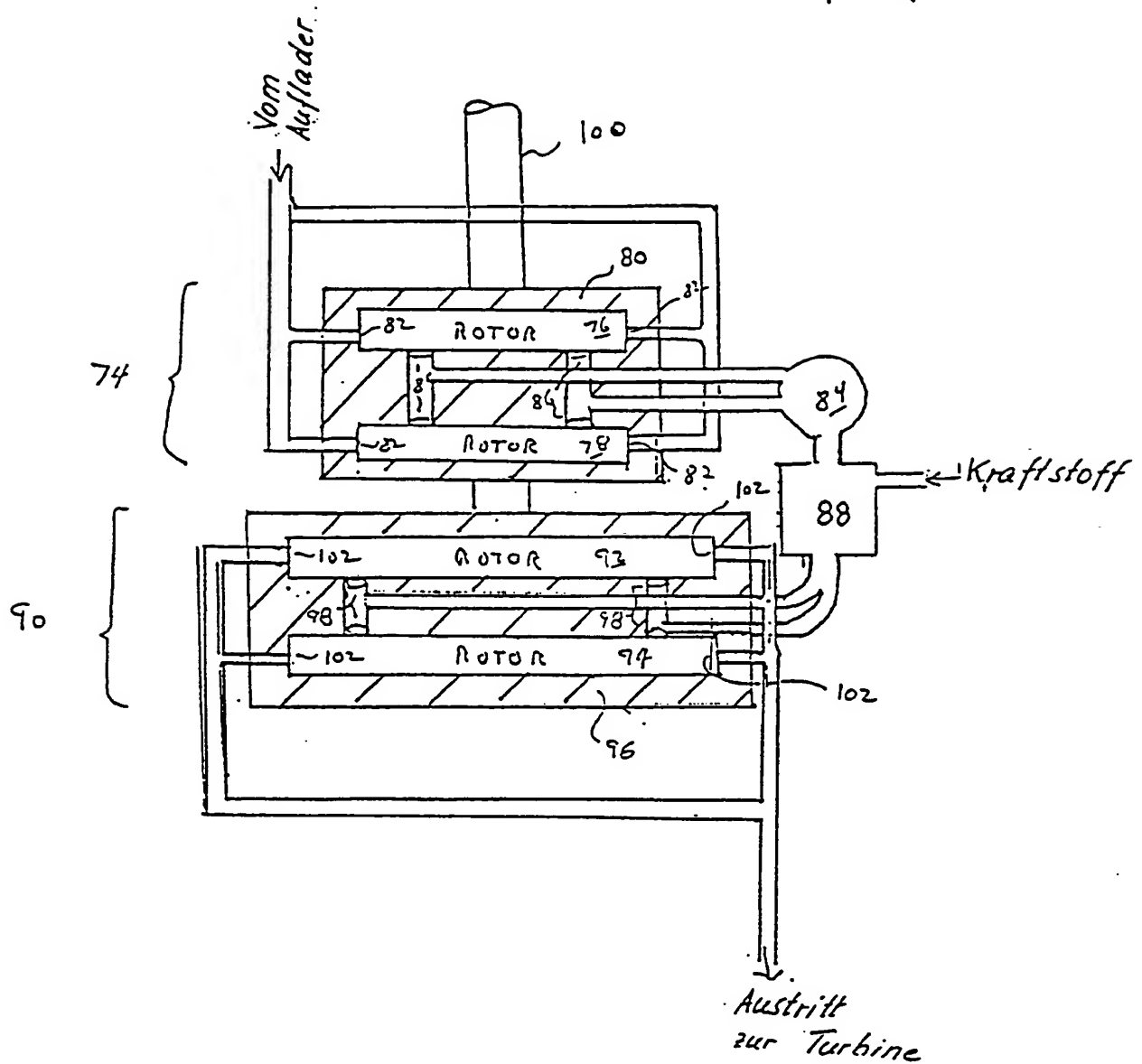


FIG 8



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**